



⑮ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 198 49 334 A 1**

⑤ Int. Cl. 7:
F 03 C 1/06
F 03 C 1/04
F 03 C 1/40
B 60 K 17/10
E 02 F 9/22

⑳ Aktenzeichen: 198 49 334.7
㉔ Anmeldetag: 26. 10. 1998
㉕ Offenlegungstag: 27. 4. 2000

DE 198 49 334 A 1

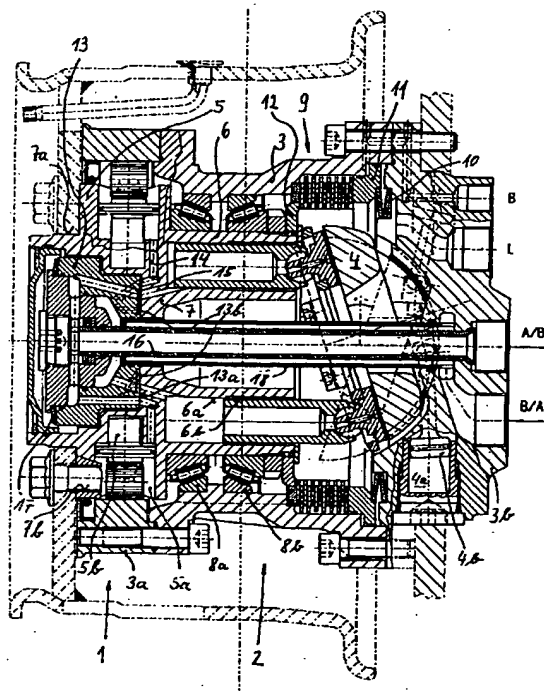
㉑ Anmelder:
Linde AG, 65189 Wiesbaden, DE

㉒ Erfinder:
Forster, Franz, Dipl.-Ing. (FH), 97753 Karlstadt, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤④ Hydrostatische Motoreinheit

⑤⑦ Eine insbesondere als Radantrieb vorgesehene hydrostatische Motoreinheit umfaßt mindestens zwei Hydromotoren (1, 2), von denen mindestens einer im Schluckvolumen veränderlich ist. Die Hydromotoren (1, 2) sind hydraulisch parallel schaltbar und weisen miteinander gekoppelte Abtriebsrotoren (5, 6) auf. Erfindungsgemäß sind die Abtriebsrotoren (5, 6) koaxial zueinander angeordnet und dreh synchron miteinander verbunden. Zu diesem Zweck sind die Abtriebsrotoren (5, 6) bevorzugt Teil eines einstückigen, die Arbeitskammern (5a, 6a) beider Hydromotoren (1, 2) enthaltenden Rotorblocks (7). Die Motoreinheit besteht aus einem im Schluckvolumen konstanten, innenbeaufschlagten, insbesondere mehrhubigen Radialkolbentriebwerk und einem im Schluckvolumen verstellbaren Axialkolbentriebwerk in Schrägscheibenbauweise, das reversierbar ist. Von einer gemeinsamen, axial angeordneten Steuerfläche (13a) für das Radialkolbentriebwerk und das Axialkolbentriebwerk sind Druckmittelkanäle (14, 15) zu den Arbeitskammern (5a, 6a) der Hydromotoren (1, 2) geführt, die annähernd gleiche Längen aufweisen. Die mit Druckausgleichsnuten (13b) versehene Steuerfläche (13a) ist an einem axial beweglichen Steuerkörper (13) gebildet, der mittels Federkraft und hydraulischen Druckes in Richtung einer am Rotorblock (7) angeordneten Gegenfläche beaufschlagbar ist. Der Rotorblock (7) ist von einer zentrischen Ausnehmung durchsetzt, in der Druckmittelleitungen angeordnet sind, die in der Steuerfläche (13a) münden.



DE 198 49 334 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine hydrostatische Motoreinheit, umfassend mindestens zwei Hydromotoren, von denen mindestens einer im Schluckvolumen veränderlich ist, wobei die Hydromotoren hydraulisch parallel schaltbar sind und miteinander gekoppelte Abtriebsrotoren aufweisen.

Eine derartige, als Zentralantrieb einer Arbeitsmaschine vorgesehene Motoreinheit ist aus der DE 42 35 710 A1 bekannt. Die gattungsgemäße Motoreinheit besteht aus einem im Schluckvolumen verstellbaren, schnellaufenden Axialkolbenmotor und einem achsparallel dazu angeordneten, im Schluckvolumen konstanten, innenbeaufschlagten Radialkolbenmotor, der als Langsamläufer ausgebildet ist. Die Abtriebswelle des Axialkolbenmotors ist mit einem Zahnrad versehen, das mit einer Verzahnung kämmt, die am Außenumfang des drehbar gelagerten Gehäuses des Radialkolbenmotors angebracht ist. Der Drehzahlunterschied zwischen dem Schnellläufer und dem Langsamläufer wird durch eine Untersetzung zwischen dem Zahnrad und der Verzahnung ausgeglichen.

Bei hydraulischer Parallelschaltung erzeugen beide Hydromotoren – in Abhängigkeit von ihrem individuellen Schluckvolumen – jeweils ein Abtriebsmoment. Beide Abtriebsmomente werden zusammen als Gesamt-Abtriebsmoment abgegriffen. Der Radialkolbenmotor kann durch Trennung vom hydraulischen Kreislauf und Beaufschlagen der Kolben in Richtung zur inneren Totpunktlage abgeschaltet werden. Das freiwerdende Druckmittel steht dem Axialkolbenmotor zur Verfügung. Dieser ist unmittelbar vor dem Abschalten des Radialkolbenmotors auf minimales Schluckvolumen eingestellt. Im Moment des Abschaltens des Radialkolbenmotors muß der Axialkolbenmotor sehr schnell wieder auf maximales Schluckvolumen gestellt werden, um das zusätzliche Druckmittel des Radialkolbenmotors ohne Schaltstoß aufnehmen zu können (dies entspricht einer Synchronisierung). Durch anschließendes Reduzieren des Schluckvolumens läßt sich – bei vermindertem Gesamt-Abtriebsmoment der Motoreinheit – die Abtriebsdrehzahl der Motoreinheit gegenüber dem hydraulischen Parallelbetrieb der beiden Hydromotoren weiter erhöhen und der Wandlungsbereich der Motoreinheit vergrößern.

Ein solcher Antrieb weist im Moment des Abschaltens des Radialkolbenmotors und des Rückschwenkens des Axialkolbenmotors eine Zugkraftunterbrechung auf, was für bestimmte Anwendungsfälle nicht erwünscht ist. Es sind dies beispielsweise hydrostatische Fährantriebe für Arbeitsmaschinen, wie Gabelstapler etc. In Fährantrieben, die im geschlossenen Kreislauf betrieben und auch als Betriebsbremse genutzt werden, ist eine gattungsgemäße Motoreinheit wegen der Bremskraftunterbrechung nicht einsetzbar.

Aufgrund ihrer beträchtlichen Abmessungen und des Bauaufwands ist die beschriebene Motoreinheit darüber hinaus für Anwendungen mit beengtem Bauraum, beispielsweise Radantriebe, ungeeignet. Dort kommen in den meisten Fällen schnellaufende, verstellbare Axialkolbenmotoren zum Einsatz, denen ein Untersetzungsgetriebe nachgeschaltet ist.

Bekannt ist auch die Verwendung von langsamlaufenden Radialkolbenmotoren als Radantrieb (Direktantrieb). Radialkolbenmotoren sind jedoch bei mehrhubiger Ausführung im Schluckvolumen nicht verstellbar, was den Einsatzbereich erheblich einschränkt. Bei einhubiger Ausführung ist zwar eine Verstellung des Schluckvolumens möglich, solche Antriebe stellen dann aber Schnellläufer dar, die eine nachgeschaltete Untersetzung erfordern, sofern kleine Abtriebsdrehzahlen bei hohem Abtriebsmoment gewünscht werden.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine hydrostatische Motoreinheit der eingangs genannten Art zur Verfügung zu stellen, die bei geringem Bauaufwand und Platzbedarf einen großen Einsatzbereich aufweist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß die Abtriebsrotoren koaxial zueinander angeordnet und drehsynchron miteinander verbunden sind. Eine solche Motoreinheit kann einerseits klein genug ausgeführt werden, um beispielsweise als Radantrieb Verwendung zu finden, andererseits benötigt sie kein nachgeschaltetes Getriebe und ist auch als verstellbarer Langsamläufer, d. h. für kleine Abtriebsdrehzahlen bei hoher Leistungsübertragung verwendbar.

Mit der hydrostatischen Motoreinheit gemäß der Erfindung wird eine "innere" Leistungsverzweigung erzielt. Im hydraulischen Parallelbetrieb ist dabei der Verstellmotor zunächst auf maximales Schluckvolumen eingestellt. Abhängig vom Verhältnis der maximalen Schluckvolumina von Konstantmotor und Verstellmotor und abhängig von der abtriebsseitigen Belastung der Motoreinheit ergeben sich bei konstanter Abgabeleistung einer die Hydromotoren beaufschlagenden Hydropumpe bei einer bestimmten Abtriebsdrehzahl bestimmte Abtriebsmomente der Hydromotoren, die sich in diesem Betriebszustand summieren. Soll nun die Geschwindigkeit eines mit der erfindungsgemäßen Motoreinheit ausgestatteten Fahrzeugs erhöht werden, so wird das Schluckvolumen des Verstellmotors stufenlos und ohne Zugkraftunterbrechung zurückgenommen. Dementsprechend fließt dem Konstantmotor zusätzliches Druckmittel zu, wodurch sich die Drehzahl der Motoreinheit – bei sich verringermendem Abtriebsmoment – erhöht.

Die Abtriebsrotoren der erfindungsgemäßen Motoreinheit können beispielsweise miteinander verschraubt oder auf andere geeignete Weise drehsynchron miteinander verbunden werden. Fertigungs- und montage-technisch besonders günstig ist es jedoch, wenn die Abtriebsrotoren Teil eines einstückigen, die Arbeitskammern beider Hydromotoren enthaltenden Rotorblocks sind.

Im Hinblick auf einen geringen Platzbedarf der erfindungsgemäßen Motoreinheit erweist es sich als vorteilhaft, mindestens einen der Hydromotoren als Radialkolbentriebwerk, insbesondere als innenbeaufschlagtes Radialkolbentriebwerk auszubilden.

Sofern das Radialkolbentriebwerk mehrhubig ist, wirkt sich dies vorteilhaft auf die Leistungsdichte der Motoreinheit aus. Bei kleinen Abtriebsdrehzahlen kann infolge des durch die Mehrhubigkeit erzielten großen Schluckvolumens eine hohes Abtriebsmoment von der Motoreinheit abgegeben werden.

Gemäß einer zweckmäßigen Weiterbildung der Erfindung kann das Radialkolbentriebwerk teilweise und/oder vollständig abschaltbar sein. Die beim teilweisen oder vollständigen Abschalten des Radialkolbentriebwerks freiwerdende Druckmittelmenge steht dem/den anderen Triebwerke(n) zwecks weiterer Erhöhung der Abtriebsdrehzahl der Motoreinheit zur Verfügung, was für bestimmte Anwendungsfälle (z. B. für größere Geschwindigkeiten ausgelegte Fahrzeuge) Voraussetzung ist.

Eine weitere günstige Ausgestaltung der Erfindung sieht vor, daß mindestens einer der Hydromotoren als Axialkolbentriebwerk in Schrägscheibenbauweise ausgebildet ist.

Da Axialkolbenmaschinen hinsichtlich einer Einstellbarkeit des Schluckvolumens bewährte und leicht beherrschbare Triebwerke darstellen, ist gemäß einer zweckmäßigen Ausgestaltung auch bei der vorliegenden Erfindung das Axialkolbentriebwerk im Schluckvolumen verstellbar.

Das Axialkolbentriebwerk kann darüber hinaus auch teilweise und/oder vollständig abschaltbar ausgebildet sein.

Besonders günstig ist es, wenn der verstellbare Hydromotor reversierbar ist. Im reversierten Zustand ist bei gleichbleibender Drehrichtung des Abtriebsrotors die Strömungsrichtung des Druckmittels im Verstellmotor umgekehrt. Dadurch kann dem Hydromotor mit konstantem Schluckvolumen zusätzlich Druckmittel zugeführt werden, d. h. der Verstellmotor wirkt im reversierten Zustand als vom Abtriebsrotor des Konstantmotors angetriebene Pumpe, deren "Fördervolumen" die Abtriebsdrehzahl der Motoreinheit weiter erhöht. Infolgedessen wird in diesem Betriebszustand der Wandlungsbereich, d. h. der Drehzahlbereich der erfindungsgemäßen Motoreinheit beträchtlich erweitert.

Eine bevorzugte Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Motoreinheit, die im Hinblick auf eine fertigungs- und montage-technisch einfache Konstruktion vorteilhaft ist, sieht vor, daß die Motoreinheit aus einem im Schluckvolumen konstanten, innenbeaufschlagten, insbesondere mehrhubigen Radialkolbentriebwerk und einem im Schluckvolumen verstellbaren Axialkolbentriebwerk in Schrägscheibenbauweise besteht.

Für bestimmte Anwendungsgebiete, beispielsweise im Zusammenhang mit dem Einsatz der Motoreinheit in Fahrzeugen, die für größere Geschwindigkeiten vorgesehen sind, erweist es sich als vorteilhaft, wenn das Radialkolbentriebwerk mehrreihig ausgebildet ist, z. B. zweireihig. Dadurch werden trotz großen Schluckvolumens die Abmessungen in radialer Richtung klein gehalten. Zudem kann das Axialkolbentriebwerk kleiner ausgeführt werden, falls z. B. eine Triebwerksreihe des Radialkolbentriebwerks abschaltbar ausgeführt wird.

Wenn darüber hinaus zumindest eine Triebwerksreihe des Radialkolbentriebwerks teilweise (d. h. bezogen auf einzelne Kolben) und/oder vollständig abschaltbar ist, ergeben sich – je nach Ausführung der Schaltbarkeit des Radialkolbentriebwerks – eine Vielzahl von realisierbaren Schaltungsmöglichkeiten, wobei dann das Axialkolbentriebwerk jeweils zur Einregelung der verschiedenen Schaltzustände dient.

Sofern die den Rotorblock bildenden Abtriebsrotoren axial zueinander benachbart sind, können leicht eine Vielzahl von Hydromotoren miteinander gekoppelt werden, was sowohl die Leistungsdichte als auch den Wandlungsbereich der Motoreinheit weiter erhöht.

Zweckmäßigerweise ist eine gemeinsame, axial angeordnete Steuerfläche für die Hydromotoren vorgesehen. Eine solche Steuerfläche ist leicht zu bearbeiten und hinsichtlich der hydrostatischen Entlastung und der Leckagen gut beherrschbar.

Sofern zu den Arbeitskammern der Hydromotoren von der Steuerfläche ausgehende Druckmittelkanäle geführt sind, die annähernd gleiche Längen aufweisen, werden Ungleichmäßigkeiten im Ansprechverhalten und Betriebsverhalten der beiden Hydromotoren vermieden.

Die Steuerfläche ist mit Vorteil zumindest teilweise radial innerhalb eines Hüllkreises angeordnet, dessen Durchmesser kleiner ist als der radial innere Hüllkreis der Arbeitskammern des Radialkolbentriebwerks. Dadurch ergeben sich kurze Druckmittelkanäle, was die Strömungs- und Kompressionsverluste klein hält und eine kompakte Bauweise ergibt.

Es erweist sich ferner eine Bauform als günstig, bei der die Steuerfläche an einem axial beweglichen Steuerkörper gebildet ist, der mittels Federkraft und hydraulischen Druckes in Richtung einer am Rotorblock angeordneten Gegenfläche der Steuerfläche beaufschlagbar ist.

Um ein Verkippen des Steuerkörpers aufgrund der Druckverhältnisse und der daraus resultierenden axialen Kräfte zu vermeiden, ist zweckmäßigerweise die Steuerfläche mit

Druckausgleichsnuten versehen.

Eine größtmögliche Leistungsfähigkeit des Radialkolbentriebwerks bei geringstmöglichen Abmessungen ergibt sich gemäß einer Weiterbildung der Erfindung dadurch, daß die Arbeitskammern des Radialkolbentriebwerks vorzugsweise gestuft sind und jeweils ein gestufter Kolben darin angeordnet ist, dessen im Durchmesser kleinere Stufe radial innerhalb der im Durchmesser größeren Stufe angeordnet ist.

Gestufte Arbeitskammern und Stufenkolben für Radialkolbentriebwerke sind an sich bekannt. Sie ermöglichen eine bessere Ausnutzung des Bauraums nach radial innen. Bezüglich der Reihenfolge der Beaufschlagung der Stufen der Kolben ist es bei einer solchen Ausbildung vorteilhaft, wenn ein Druckmittelkanal in einem zwischen der kleinen und der großen Stufe gebildeten Ringraum mündet und ein Verbindungskanal zwischen dem Ringraum und einem vor der Stirnfläche der kleinen Stufe gebildeten Zylinderraum vorgesehen ist.

Selbstverständlich ist es auch möglich, das Radialkolbentriebwerk mit ungestuften Arbeitskammern und ungestuften Kolben auszuführen (klassische Bauweise).

Die Versorgung der erfindungsgemäßen Motoreinheit mit hydraulischem Druckmittel läßt sich platzsparend dadurch bewirken, daß der Rotorblock von einer zentrischen Ausnehmung durchsetzt ist, in der Druckmittelleitungen angeordnet sind, die in der Steuerfläche münden.

Gemäß einer vorteilhaften Ausgestaltung dieser Anordnung ist eine erste Druckmittelleitung als Steckrohr ausgebildet, dessen steuerflächenseitiges Ende mit einem Widerlager für eine den Steuerblock beaufschlagende Feder, insbesondere Tellerfeder einstellbar verbunden ist und dessen entgegengesetztes Ende in einem Gehäusebauteil insbesondere gelenkig verankert ist. Das Steckrohr wirkt somit als Zuganker, der die von der Feder erzeugten Vorspannkräfte des Steuerblocks und die vom Druckmittel erzeugten Axialkräfte aufnimmt, die bestrebt sind, den Steuerkörper von der Steuerfläche abzuheben.

Radiale Bewegungen des Steuerkörpers werden durch die gelenkige Lagerung des Steckrohrs ermöglicht, wobei – fertigungstechnisch günstig – das Steckrohr zur gelenkigen Verankerung im Gehäusebauteil nach radial außen kugelig geformt ist. Diese Formgestaltung ermöglicht darüber hinaus eine effiziente und zuverlässige Dichtwirkung.

Der Platzbedarf für die Druckmittelversorgung wird weiter minimiert, wenn die erste Druckmittelleitung von einer zweiten Druckmittelleitung konzentrisch umgeben ist.

Im Hinblick auf einen geringen Bauaufwand der erfindungsgemäßen Motoreinheit ist eine Gestaltung von Vorteil, bei der ein den Rotorblock umgebendes Gehäuse vorgesehen ist, das im Bereich der Schrägscheibe einen Abschlußdeckel aufweist, in dem Mittel zum Verstellen der Schrägscheibe angeordnet sind.

Insbesondere in axialer Richtung wird der Platzbedarf durch eine Anordnung minimiert, bei der die Mittel zum Verstellen der Schrägscheibe zwei radial angeordnete Stellzylinder und jeweils einen darin längsverschieblichen, mit der Schrägscheibe in Wirkverbindung stehenden Stellkolben umfassen.

Weitere fertigungs- und montage-technische Vorteile ergeben sich, wenn das Gehäuse einen daran angeformten oder befestigten Abschnitt aufweist, an dem eine Kurvenbahn des Radialkolbentriebwerks angeordnet ist.

Eine Weiterbildung der Erfindung sieht vor, daß zwischen dem Gehäuse und dem Rotorblock eine Bremse, insbesondere eine federkraftbeaufschlagte, hydraulisch lösbare Lammellenbremse angeordnet ist.

Gemäß einer insbesondere für die Anwendung in Radantrieben optimalen Anordnung ist der Rotorblock mittels ei-

ner Lageranordnung drehbar gelagert, wobei die Lageranordnung zur Aufnahme sowohl von inneren Triebwerkskräften als auch von äußeren Kräften ausgebildet ist.

Im Hinblick auf eine hohe Belastbarkeit bei kleinen Abmessungen erweist es sich als günstig, wenn die Lageranordnung aus zwei Schrägwälzlagern, insbesondere zwei Kegelrollenlagern in O-Anordnung besteht.

In einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung weist die Motoreinheit einen im Schluckvolumen konstanten Hydromotor und einen im Schluckvolumen verstellbaren Hydromotor auf, wobei das Schluckvolumen des verstellbaren Hydromotors kleiner ist als das Schluckvolumen des konstanten Hydromotors und wobei der verstellbare Hydromotor reversierbar ausgebildet ist. Hierbei kann eine platzsparende Motoreinheit entstehen, wobei ein relativ großer Hydromotor konstanten Schluckvolumens mit einem kleinen, im Schluckvolumen verstellbaren Hydromotor zusammenwirkt. Dabei wird zweckmäßigerweise der verstellbare Hydromotor auch im Reversierbetrieb genutzt, so daß sich ein möglichst großer Wandlungsbereich ergibt.

Die Vorteile der erfindungsgemäßen Motoreinheit kommen besonders durch die Verwendung als Radantrieb zur Geltung, insbesondere in Arbeitsmaschinen, wie Flurförderzeugen, Baumaschinen und landwirtschaftliche Maschinen. Die Motoreinheit kann dabei im wesentlichen vollständig innerhalb der Radfelge untergebracht werden.

Der Rotorblock ist für die genannte Anwendung zweckmäßigerweise mit einer Felgenzentrierung und axialen Gewindebohrungen versehen ist.

Bei Verwendung der erfindungsgemäßen Motoreinheit als Radantrieb kann der Radantrieb gemäß einer Ausgestaltung der Erfindung lenkbar ausgebildet sein.

Weitere Vorteile und Einzelheiten der Erfindung werden anhand des in der schematischen Figur dargestellten Ausführungsbeispiels näher erläutert.

Die Figur zeigt eine erfindungsgemäße Motoreinheit, die zur Verwendung als Radantrieb vorgesehen ist und aus zwei Hydromotoren besteht. Dabei handelt es sich im vorliegenden Ausführungsbeispiel um eine Kombination eines als innenbeaufschlagtes, mehrhubiges Radialkolbentriebwerk ausgebildeten Hydromotors 1, der konstantes Schluckvolumen aufweist, mit einem als verstellbares Axialkolbentriebwerk ausgebildeten Hydromotor 2, dessen Schluckvolumen veränderlich. Der letztgenannte Hydromotor 2, dessen maximales Schluckvolumen kleiner ist als das Schluckvolumen des Hydromotors 1, ist reversierbar, d. h. das Schluckvolumen des Hydromotors 2 kann nicht nur von einem Maximalwert bis auf Null reduziert werden, sondern es ist auch möglich, den Motor über den Nullpunkt hinausgehend zu verstellen (bis zum Maximalwert in Gegenrichtung).

Die Veränderlichkeit des Schluckvolumens wird im vorliegenden Ausführungsbeispiel durch Veränderung des Hubvolumens des betreffenden Hydromotors erzielt, d. h. durch Veränderung des Kolbenhubes. Es ist jedoch auch möglich und von der Erfindung mit umfaßt, bei gleichbleibendem Hubvolumen das Schluckvolumen durch steuerungstechnische Mittel zu verändern.

Die beiden Hydromotoren 1 und 2 weisen ein gemeinsames Gehäuse 3 auf. An dem in der Figur linken Ende des Gehäuses 3 ist ein Abschnitt 3a befestigt, an dessen Innenseite die Kurvenbahn des Radialkolbentriebwerks angeformt ist. Das Gehäuse 3 weist ferner an seinem in der Figur rechten Ende einen Abschlußdeckel 3b auf, in dem eine schwenkbare Schrägscheibe 4 gelagert ist. Der Abschlußdeckel 3b ist mit Mitteln zum Verstellen der Schrägscheibe 4 (zwei radiale Stellzylinder 4a, von denen in der Figur einer dargestellt ist, und jeweils ein darin angeordneter Stellkolben 4b) versehen. Der Abschlußdeckel 3b ist fahrzeugseitig

verschraubbar, wodurch die komplette Motoreinheit am Fahrzeug befestigt werden kann. Entgegen dem gezeichneten Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Motoreinheit, die im vorliegenden Fall als nicht lenkbarer Radantrieb, also in starrer Ausführung Verwendung findet, ist es auch möglich, die Motoreinheit und damit den Radantrieb lenkbar auszubilden. Hierbei ist die Motoreinheit um eine Vertikalachse schwenkbar.

Die Motoreinheit weist einen Abtriebsrotor 5 des Radialkolbentriebwerks und einen damit gekoppelten Abtriebsrotor 6 des Axialkolbentriebwerks auf. Erfindungsgemäß sind die beiden Abtriebsrotoren 5 und 6 koaxial zueinander angeordnet und drehsynchron miteinander verbunden. Zu diesem Zweck sind die beiden axial zueinander benachbarten Abtriebsrotoren 5 und 6 Teil eines gemeinsamen, bevorzugt einstückigen Rotorblocks 7.

Im hydraulischen Parallelbetrieb ist das Axialkolbentriebwerk (Hydromotor 2) zunächst auf maximales Schluckvolumen eingestellt. Abhängig vom Verhältnis der maximalen Schluckvolumina der beiden Hydromotoren 1 und 2 und abhängig von der abtriebsseitigen Belastung der Motoreinheit ergeben sich bei konstanter Leistung einer der Hydromotoren 1 und 2 beaufschlagenden Hydropumpe bei einer bestimmten Abtriebsdrehzahl bestimmte Abtriebsmomente der beiden Hydromotoren 1 und 2, die sich in diesem Betriebszustand summieren. Soll nun die Abtriebsgeschwindigkeit des Radantriebs erhöht werden, so wird das Schluckvolumen des Hydromotors 2 stufenlos und ohne Zugkraftunterbrechung reduziert. Dementsprechend fließt dem Hydromotor 1 zusätzlich das freiwerdende Druckmittel zu, wodurch sich die Drehzahl der Motoreinheit – bei sich verringerndem Abtriebsmoment – erhöht.

Um eine weitere Drehzahlerhöhung der Motoreinheit zu erzielen, wird der verstellbare Hydromotor 2 reversiert, d. h. die Schrägscheibe 4 wird nicht nur in die Nullage zurückgeschwenkt, sondern über die Nullage hinaus in die Gegenrichtung ausgeschwenkt. Da sich die Drehrichtung des Rotorblocks 7 dabei nicht ändert, ist im reversierten Zustand die Strömungsrichtung des Druckmittels im Hydromotor 2 umgekehrt, d. h. der Hydromotor 2 arbeitet als vom Abtriebsrotor 5 des konstanten Hydromotors 1 angetriebene Pumpe, deren "Fördervolumen" die Abtriebsdrehzahl der Motoreinheit weiter erhöht. Infolgedessen wird in diesem Betriebszustand der Wandlungsbereich, d. h. der Drehzahlbereich der erfindungsgemäßen Motoreinheit, beträchtlich erweitert. Der Abtriebsrotor 5 ist im vorliegenden Ausführungsbeispiel mit radialen, gestuften Arbeitskammern 5a versehen, in denen jeweils ein gestufter Kolben 5b des Radialkolbentriebwerks angeordnet ist. Selbstverständlich ist auch eine klassische Ausführung der Arbeitskammern und der Kolben möglich, d. h. ohne Stufenbildung. Der Abtriebsrotor 6 ist mit axialen Arbeitskammern 6a versehen, in denen jeweils ein Kolben 6b des Axialkolbentriebwerks angeordnet ist.

Der Rotorblock 7 ist mittels zweier Kegelrollenlager 8a und 8b in O-Anordnung drehbar im Gehäuse 3 gelagert, wobei diese Lageranordnung so dimensioniert ist, daß sowohl die äußeren Radlasten als auch die inneren Triebwerkskräfte aufgenommen werden können. Demgegenüber weisen bekannte Radantriebe ein Vielfaches an Wälzlagern auf.

An dem in der Figur linken Ende des Rotorblocks 7 sind eine Felgenzentrierung 7a und axiale Gewindebohrungen 7b für eine Radfelge (strichpunktiert dargestellt) vorgesehen.

Zwischen dem Gehäuse 3 und dem Rotorblock 7 ist eine als Lamellenbremse 9 ausgebildete Bremse angeordnet, die entgegen Federkraft (Tellerfedern 10) durch einen hydraulisch beaufschlagbaren Bremskolben 11 lösbar ist. Die Bremslamellen der Lamellenbremse 9 sind abwechselnd mit

dem Gehäuse 3 bzw. einem mit dem Rotorblock 7 verbundenen Mitnehmer 12 drehfest, jedoch axial beweglich gekoppelt. Es ist auch möglich, alternativ oder zusätzlich zu der dargestellten Haltebremse, eine Betriebsbremse in der erfindungsgemäßen Motoreinheit anzuordnen.

Die Bremse befindet sich im vorliegenden Ausführungsbeispiel im Bereich der Schrägscheibe. Sie kann jedoch auch an jeder anderen geeigneten Stelle untergebracht werden, beispielsweise axial zwischen den Kegelrollenlagern 8a, 8b oder im Bereich des Radialkolbentriebwerks (davor und/oder dahinter) oder im Bereich der Felgenzentrierung 7a.

Radial innerhalb eines Hüllkreises, dessen Durchmesser kleiner ist als der radial innere Hüllkreis der Arbeitskammern 5a des Radialkolbentriebwerks befindet sich an einem Steuerkörper 13 eine gemeinsame, axial angeordnete Steuerfläche 13a für das Radialkolbentriebwerk und das Axialkolbentriebwerk. Diese axiale Steuerfläche 13a ist leicht zu bearbeiten und hinsichtlich der hydrostatischen Entlastung und der Leckagen gut beherrschbar. Darüber hinaus ergeben sich im Rotorblock 7 kurze Druckmittelkanäle 14 von den radialen Arbeitskammern 5a des Radialkolbentriebwerks zur Steuerfläche 13a und kurze Druckmittelkanäle 15 von den axialen Arbeitskammern 6a des Axialkolbentriebwerks zur Steuerfläche 13a. Dies hält die Strömungs- und Kompressionsverluste klein und ergibt eine kompakte Bauweise. Die Druckmittelkanäle 14, 15 zu den beiden Hydromotoren 1 und 2 weisen bevorzugt annähernd gleiche Längen auf, um Ungleichmäßigkeiten im Ansprechverhalten und Betriebsverhalten der beiden Hydromotoren 1 und 2 zu vermeiden.

Die in den gestuften Arbeitskammern 5a des Radialkolbentriebwerks 1 angeordneten und gestuften Kolben 5b weisen jeweils eine im Durchmesser kleinere Stufe auf, die radial innerhalb einer im Durchmesser größeren Stufe angeordnet ist. Die zur Steuerfläche 13a geführten Druckmittelkanäle 14 münden in einem zwischen der kleinen und der großen Stufe gebildeten Ringraum. Ein Verbindungskanal zwischen dem Ringraum und einem vor der Stirnfläche der kleinen Stufe gebildeten Zylinderraum sorgt dafür, daß die Kolbenfläche jedes Kolbens 5b, auf die das Druckmittel einwirkt, so groß wie irgend möglich ist.

Der Steuerkörper 13 ist axial beweglich und mittels Federkraft und hydraulischen Druckes in Richtung einer am Rotorblock 7 angeordneten Gegenfläche der Steuerfläche 13a beaufschlagbar.

Um ein Verkippen des Steuerkörpers 13 aufgrund der Druckverhältnisse und der daraus resultierenden axialen Kräfte zu vermeiden, ist die Steuerfläche 13a mit Druckausgleichsnuten 13b versehen.

Die Versorgung der erfindungsgemäßen Motoreinheit mit hydraulischem Druckmittel erfolgt mit Hilfe einer zentrischen Ausnehmung im Rotorblock 7, in der Druckmittelleitungen angeordnet sind, die in der Steuerfläche 13a münden.

Hierbei ist eine erste Druckmittelleitung als Steckrohr 16 ausgebildet, dessen steuerflächenseitiges Ende mit einem Widerlager für eine den Steuerblock 13 axial beaufschlagende Feder 17, insbesondere Tellerfeder, einstellbar verbunden ist und dessen entgegengesetztes Ende im Abschlußdeckel 3b gelenkig verankert ist. Das Steckrohr 16 wirkt somit als Zuganker, der die durch Federkraft erzeugten Vorspannkräfte des Steuerblocks 13 und die vom Druckmittel erzeugten Axialkräfte aufnimmt, die bestrebt sind, den Steuerkörper 13 von seiner Gegenfläche am Rotorblock 7 abzuheben.

Radiale Bewegungen des Steuerkörpers werden durch die gelenkige Lagerung des Steckrohrs 16 ermöglicht. Das Steckrohr 16 ist zu diesem Zweck im Abschlußdeckel 3b

nach radial außen kugelig geformt. Diese Formgestaltung ermöglicht darüber hinaus eine effiziente und zuverlässige Dichtwirkung. Zur Vervollständigung der Druckmittelversorgung ist das Steckrohr 16 von einem zweiten, ebenfalls zur Führung von Druckmittel vorgesehenen Rohr 18 konzentrisch umgeben.

Sämtliche Versorgungsanschlüsse der erfindungsgemäßen Motoreinheit sind im Abschlußdeckel 3b angeordnet.

Patentansprüche

1. Hydrostatische Motoreinheit, umfassend mindestens zwei Hydromotoren, von denen mindestens einer im Schluckvolumen veränderlich ist, wobei die Hydromotoren hydraulisch parallel schaltbar sind und miteinander gekoppelte Abtriebsrotoren aufweisen, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Abtriebsrotoren (5, 6) koaxial zueinander angeordnet und drehsynchron miteinander verbunden sind.
2. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Abtriebsrotoren (5, 6) Teil eines einstückigen, die Arbeitskammern (5a, 6a) beider Hydromotoren (1, 2) enthaltenden Rotorblocks (7) sind.
3. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens einer der Hydromotoren (1; 2) als Radialkolbentriebwerk, insbesondere als innenbeaufschlagtes Radialkolbentriebwerk ausgebildet ist.
4. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Radialkolbentriebwerk mehrhubig ist.
5. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Radialkolbentriebwerk teilweise und/oder vollständig abschaltbar ist.
6. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens einer der Hydromotoren (1; 2) als Axialkolbentriebwerk in Schrägscheibenbauweise ausgebildet ist.
7. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Axialkolbentriebwerk im Schluckvolumen verstellbar ist.
8. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Axialkolbentriebwerk teilweise und/oder vollständig abschaltbar ist.
9. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der verstellbare Hydromotor (2) reversierbar ist.
10. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Motoreinheit aus einem im Schluckvolumen konstanten, innenbeaufschlagten, insbesondere mehrhubigen Radialkolbentriebwerk und einem im Schluckvolumen verstellbaren Axialkolbentriebwerk in Schrägscheibenbauweise besteht.
11. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Radialkolbentriebwerk mehrreihig ist.
12. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine der Triebwerksreihen teilweise und/oder vollständig abschaltbar ist.
13. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die den Rotorblock bildenden Abtriebsrotoren (5, 6) axial zueinander benachbart sind.
14. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß eine ge-

meinsame, axial angeordnete Steuerfläche (13a) für die Hydromotoren (1, 2) vorgesehen ist:

15. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß zu den Arbeitskammern (5a, 6a) der Hydromotoren (1, 2) von der Steuerfläche (13a) ausgehende Druckmittelkanäle (14, 15) geführt sind, die annähernd gleiche Längen aufweisen.
16. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 14 oder 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerfläche (13a) zumindest teilweise radial innerhalb eines Hüllkreises angeordnet ist, dessen Durchmesser kleiner ist als der radial innere Hüllkreis der Arbeitskammern (5a) des Radialkolbentriebwerks.
17. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 14 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerfläche (13a) an einem axial beweglichen Steuerkörper (13) gebildet ist, der mittels Federkraft und hydraulischen Druckes in Richtung einer am Rotorblock (7) angeordneten Gegenfläche der Steuerfläche (13a) beaufschlagbar ist.
18. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 14 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerfläche (13a) mit Druckausgleichsnuten (13b) versehen ist.
19. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 10 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Arbeitskammern (5a) des Radialkolbentriebwerks vorzugsweise gestuft sind und jeweils ein gestufter Kolben (5b) darin angeordnet ist, dessen im Durchmesser kleinere Stufe radial innerhalb der im Durchmesser größeren Stufe angeordnet ist.
20. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß ein Druckmittelkanal in einem zwischen der kleinen und der großen Stufe gebildeten Ringraum mündet und ein Verbindungskanal zwischen dem Ringraum und einem vor der Stirnfläche der kleinen Stufe gebildeten Zylinderraum vorgesehen ist.
21. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 14 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß der Rotorblock (7) von einer zentrischen Ausnehmung durchsetzt ist, in der Druckmittelleitungen angeordnet sind, die in der Steuerfläche (13a) münden.
22. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß eine erste Druckmittelleitung als Steckrohr (16) ausgebildet ist, dessen steuerflächenseitiges Ende mit einem Widerlager für eine den Steuerblock (13) beaufschlagende Feder, insbesondere Tellerfeder (17) einstellbar verbunden ist und dessen entgegengesetztes Ende in einem Gehäusebauteil insbesondere gelenkig verankert ist.
23. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, daß das Steckrohr (16) zur gelenkigen Verankerung im Gehäusebauteil nach radial außen kugelig geformt ist.
24. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 22 oder 23, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Druckmittelleitung von einer zweiten Druckmittelleitung konzentrisch umgeben ist.
25. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 10 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß ein den Rotorblock (7) umgebendes Gehäuse (3) vorgesehen ist, das im Bereich der Schrägscheibe (4) einen Abschlußdeckel (3b) aufweist, in dem Mittel zum Verstellen der Schrägscheibe (4) angeordnet sind.
26. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die Mittel zum Verstellen der Schrägscheibe (4) zwei radial angeordnete Stellzy-

linder (4a) und jeweils einen darin längsverschieblichen, mit der Schrägscheibe (4) in Wirkverbindung stehenden Stellkolben (4b) umfassen.

27. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 25 oder 26, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (3) einen daran angeformten oder befestigten Abschnitt (3a) aufweist, an dem eine Kurvenbahn des Radialkolbentriebwerks angeordnet ist.

28. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 25 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Gehäuse (3) und dem Rotorblock (7) eine Bremse, insbesondere eine federkraftbeaufschlagte, hydraulisch lösbare Lamellenbremse (9) angeordnet ist.

29. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 28, dadurch gekennzeichnet, daß der Rotorblock (7) mittels einer Lageranordnung drehbar gelagert ist, wobei die Lageranordnung zur Aufnahme von inneren Triebwerkskräften und von äußerem Kräften ausgebildet ist.

30. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, daß die Lageranordnung aus zwei Schrägwälzlagern, insbesondere zwei Kegelrollenlagern (8a, 8b) in O-Anordnung besteht.

31. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß die Motoreinheit einen im Schluckvolumen konstanten Hydromotor (1) und einen im Schluckvolumen verstellbaren Hydromotor (2) aufweist, wobei das Schluckvolumen des verstellbaren Hydromotors (2) kleiner ist als das Schluckvolumen des konstanten Hydromotors (1) und wobei der verstellbare Hydromotor (2) reversierbar ausgebildet ist.

32. Hydrostatische Motoreinheit nach einem der Ansprüche 1 bis 31 gekennzeichnet durch die Verwendung als Radantrieb.

33. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 32, dadurch gekennzeichnet, daß der Rotorblock (7) mit einer Felgenzentrierung (7a) und axialen Gewindebohrungen (7b) versehen ist.

34. Hydrostatische Motoreinheit nach Anspruch 32 oder 33, dadurch gekennzeichnet, daß der Radantrieb lenkbar ausgebildet ist.

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

